

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

## **IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

As rescanning documents *will not* correct images,  
Please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

**Electrohydraulic drive element for e.g. injection valve**

Patent Number: DE4406522  
Publication date: 1995-07-13  
Inventor(s): MEIXNER HANS DIPL PHYS DR (DE); MOCK RANDOLF DIPL PHYS DR (DE); KAPPEL ANDREAS DIPL PHYS (DE)  
Applicant(s): SIEMENS AG (DE)  
Requested Patent: ☐ DE4406522  
Application Number: DE19944406522 19940228  
Priority Number(s): DE19944406522 19940228  
IPC Classification: F15B5/00; F15B21/08; F02M51/06  
EC Classification: F02M51/04, F02M51/06A, F02M51/06B  
Equivalents:

---

**Abstract**

---

The electrohydraulic drive element includes an actuator (P) which generates the primary control path. The actuator is arranged in a housing chamber (KA2) filled with hydraulic oil. When the actuator acts on two coupled hydraulic stroke transformers with approximately identical transmission ratio the drive element shows a completely symmetrical switch response. The significant components of the force/path transmission are a pressure piston (DK) driven by the actuator and a stroke piston (HT) which is connected to a control element (KT) and is axially moveable in a cylindrical pressure piston bore hole.

---

Data supplied from the esp@cenet database - I2

***This Page Blank (uspto)***



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Patentschrift  
⑩ DE 44 06 522 C 1

⑤1 Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**F 15 B 5/00**  
F 15 B 21/08  
F 02 M 51/06

②1 Aktenzeichen: P 44 06 522.1-53  
②2 Anmeldetag: 28. 2. 94  
④3 Offenlegungstag: —  
④5 Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: 13. 7. 95

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

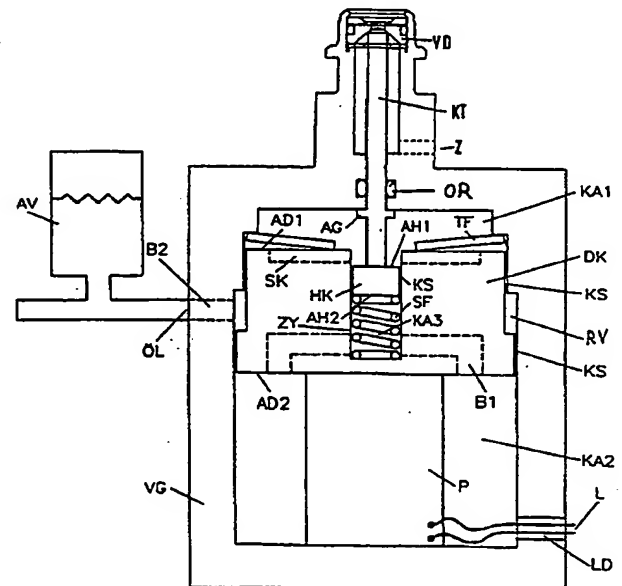
⑦3 Patentinhaber:  
Siemens AG, 80333 München, DE

⑦2 Erfinder:  
Kappel, Andreas, Dipl.-Phys., 81369 München, DE;  
Mock, Randolph, Dipl.-Phys. Dr., 81739 München, DE;  
Meixner, Hans, Dipl.-Phys. Dr., 85540 Haar, DE

⑥6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit  
in Betracht gezogene Druckschriften:  
DE 37 42 241 A1  
WO 93 06 625 A1

⑥4 Elektrohydraulisches Antriebselement

⑥7 Die den bekannten Kraft-/Wegübersetzungen anhaftenden Nachteile, wie große bewegte Massen und Resonanzen bei Hebelsystemen bzw. Kavitation und Undichtigkeiten bei hydraulischen Systemen sowie die damit einhergehenden Einbußen an Dynamik, Temperaturstabilität, Betätigungsfrequenz und Zuverlässigkeit erweisen sich als so gravierend, daß die mit piezoelektrischen Aktoren und entsprechenden Hubtransformatoren ausgestatteten Antriebe bisher keine kommerzielle Bedeutung erlangt haben. Die Anmeldung beschreibt ein einfach und kompakt aufgebautes Antriebselement, das sehr gute dynamische Eigenschaften besitzt und eine in weiten Grenzen variable Übersetzung des von einem Aktor erzeugten Stellwegs erlaubt. Der den primären Stellweg erzeugende Aktor (P) ist in einer mit Hydrauliköl gefüllten Gehäusekammer (KA2) angeordnet. Da er auf zwei gekoppelte hydraulische Hubtransformatoren mit nahezu identischen Übersetzungsverhältnissen wirkt, zeigt das Antriebselement ein völlig symmetrisches Schaltverhalten. Die wesentlichen Komponenten der Kraft-/Wegübersetzung sind der vom Aktor (P) angetriebene Druckkolben (DK) und der mit dem Stellelement (KT) verbundene, in einer zylindrischen Druckkolbenbohrung (ZY) axialverschiebbar gelagerte Hubkolben (HK). Einspritzventil, Antrieb für Pumpen.



Für die elektromechanische Energiewandlung lassen sich insbesondere elektromagnetische, thermomechanische, thermohydraulische, piezoelektrische, elektrostriktive und magnetostruktive Effekte nutzen. Entsprechende Wandler stehen in den unterschiedlichsten Bauformen zur Verfügung. Um die mit solchen Wandlern erzeugten Stellwege und Stellkräfte sinnvoll nutzen zu können, ist oftmals eine mechanische Übertragungsanpassung erforderlich. Dies gilt in besonderem Maße für die auf piezoelektrischen, elektrostriktiven und magnetostruktiven Materialien basierenden Aktoren, die hohe Energiedichten und sehr gute elektromechanische Wandlungswirkungsgrade aufweisen. Wandler dieser Art besitzen einen kompakten Aufbau und gute dynamische Eigenschaften. Mit ihnen lassen sich auch große Stellkräfte erzeugen, wobei die erreichbaren Stellwege allerdings nur sehr klein sind und typischerweise in der Größenordnung  $\Delta l/l = 1 \times 10^{-3}$  (l: Aktorlänge) liegen. Hinsichtlich vieler Anwendungen besteht daher eine mechanische Fehlanpassung, die es zu beseitigen gilt, wenn man diesen Aktoren weitere Anwendungsfelder erschließen will.

In elektromagnetischen Antrieben verwendet man vielfach Hebelsysteme oder Getriebe, um die mechanische Übertragungsanpassung zu bewerkstelligen. Bekannt sind auch Lösungsansätze, die sich einer hydraulischen Weg-/Kraftübersetzung bedienen (siehe beispielsweise die der WO 93/06625 A1 entsprechende EP-A-477 400). Die allen bekannten Ausführungsformen anhaftenden Nachteile, wie große bewegte Massen und Resonanzerscheinungen bei Hebelsystemen oder Kavitation, Undichtigkeiten und asymmetrisches Schaltverhalten bei hydraulischen Systemen sowie die damit einhergehenden Einbußen an Dynamik, Temperaturstabilität, Betriebsfrequenz und Zuverlässigkeit erwiesen sich als so gravierend, daß derartige Antriebe bisher keine kommerzielle Bedeutung erlangt haben.

Aus der DE 37 42 241 A1 ist ein Einspritzventil bekannt, das einen piezoelektrischen Aktor als Antriebselement und einen auf einen Ventilkörper wirkenden Hubtransformator enthält. Der der Übersetzung des vom Aktor erzeugten Stellweges dienende Hubtransformator besteht im wesentlichen aus zwei unterschiedlich großen, in zylindrischen Bohrungen axialverschiebbar gelagerten Kolben und mehreren mit Hydrauliköl gefüllten Gehäusekammern, die über Kanäle oder Ringpalte paarweise miteinander in Verbindung stehen. Da der den Ventilkörper tragende Kolben in einer axialen Bohrung des vom Aktor angetriebenen größeren Kolbens geführt ist, hat jede Verschiebung eines der Kolben eine dem Hubübersetzungsverhältnis proportionale bzw. umgekehrt proportionale Verschiebung des jeweils anderen Kolbens in der entgegengesetzten Richtung zur Folge.

Ziel der Erfindung ist die Schaffung eines Antriebselements, das eine Transformation des Primäraktorstellwegs und der Primäraktorkraft über einen weiten Bereich ermöglicht und gleichzeitig gute dynamische Eigenschaften aufweist. Außerdem soll das Antriebselement eine hohe Betriebszuverlässigkeit besitzen, innerhalb eines großen Temperaturbereichs arbeiten können sowie einfach und kompakt aufgebaut sein. Diese Aufgaben werden erfindungsgemäß durch elektrohydraulische Antriebselemente gemäß den Patentansprüchen 1 und 6 gelöst.

Die Erfindung ermöglicht den Bau vom Kraftstoff-

Einspritzventilen, die auch bei hohen Betriebsfrequenzen  $f > 500$  Hz Öffnungs- und Schließzeiten im Bereich von  $\tau < 0,1$  ms erreichen. Mit diesen Ventilen lassen sich daher auch kleinste Kraftstoffmengen exakt und reproduzierbar dosieren. Außerdem gewährleisten die sehr kurzen Öffnungs- und Schließzeiten einen definierten Strahlaufbau- und -abriß.

Die abhängigen Ansprüche betreffen vorteilhafte Weiterbildungen und Ausgestaltungen der im folgenden anhand der Zeichnungen erläuterten Erfindung. Hierbei zeigt

Fig. 1 und 2 elektrohydraulische Antriebselemente für Kraftstoff-Einspritzventile;

Fig. 3 mögliche Ausführungsformen des in den Antriebselementen verwendeten Aktors;

Fig. 4 und 5 weitere Ausführungsbeispiele erfindungsgemäßer Antriebselemente.

Die Fig. 1 zeigt den schematischen Aufbau eines Antriebselements für ein schnelles Kraftstoff-Einspritzventil mit einem auf einen hydraulischen Hubtransformator (DK, HK, SF, KT) wirkenden elektromechanischen Aktor P. Zur Erzeugung relativ großer Primärhübe bei moderaten Betriebsspannungen eignen sich piezoelektrische Multilayerstacks in besonderer Weise, da sie relative Längenänderungen von etwa  $\Delta l/l = 1 \times 10^{-3}$  bei Antriebskräften von typischerweise  $F = 100$  bis 10 000 N ermöglichen.

Bedingt durch die hohe mechanische Steifigkeit der piezoelektrischen Sinterkörper liegt deren elektromechanische Resonanz im Bereich von 10 bis 1000 kHz, so daß sich Ansprechzeiten von etwa 0,001 bis 0,1 ms prinzipiell erzielen lassen. Die im praktischen Betrieb realisierbaren Ansprechzeiten sind allerdings größer und hängen unter anderem von der elektrischen Ansteuerung und Beschaltung des Piezostacks sowie von der Größe der bewegten Massen ab. Da die elektrische Kapazität  $C_p$  des Piezostacks typischerweise im Bereich von etwa  $C_p = 1$  bis 10  $\mu F$  liegt und der Innenwiderstand  $R_i$  der dem Stack zugeordneten Spannungsquelle etwa  $R_i = 1$  bis 10 Ohm beträgt, ergeben sich für die durch  $\tau = C_p \times R_i$  definierte Ladezeitkonstante Werte von etwa  $\tau = 1$  bis 10  $\mu s$ . Die Ansprechzeiten des Piezostacks liegen also um 1 bis 2 Größenordnungen unter denen vergleichbarer elektromagnetischer Antriebe, was in Verbindung mit einem kompakten Ventilaufbau und kleinen bewegten Massen extrem kurze Ventilöffnungs- und Ventilschließzeiten ermöglicht.

Weitere Elemente des Antriebs sind der in einer Bohrung des Ventilgehäuses VG axialverschiebbar angeordnete Druckkolben DK, der auf den Ventilstößel KT und die Spiralfeder SF wirkende, in einer zylindrischen Bohrung ZY des Druckkolbens DK spielfassend gelagerte Hubkolben HK, die Tellerfeder TF, der Anschlag AG, die O-Ring-Dichtung OR, die elektrische Spannungsführung LD und das druckerhaltende Element AV.

Die Einspritzung des über die Zuleitung Z herangeführten Kraftstoffs in einen nicht dargestellten Motorraum erfolgt durch Abheben des Ventilstößels KT von dem mit VD bezeichneten Dichtsitz. Dies geschieht durch elektrische Ansteuerung des Aktors P, dessen axiale Längenänderung  $\Delta l_p$  sich auf den spielfassend eingebauten Druckkolben DK überträgt. Dessen Verschiebung nach oben hat in der mit einer Hydraulikflüssigkeit gefüllten Kammer KA1 einen Überdruck, in den ebenfalls mit Hydraulikflüssigkeit gefüllten und durch eine Bohrung B1 strömungstechnisch verbundenen Kammern KA2 und KA3 hingegen eine Druckerniedri-

gung zur Folge. Übersteigen die durch die Druckdifferenz zwischen den Kammern KA1 und KA2/KA3 auf den Hubkolben HK ausgeübten hydraulischen Kräfte die Schließkraft der in der Kammer KA3 angeordneten Spiralfeder SF, so bewegt sich der Hubkolben HK nach unten, hebt damit den Ventilstößel KT vom Dichtsitz VD ab und der Einspritzvorgang beginnt. Beendet wird die Kraftstoffeinspritzung durch die elektrische Entladung des sich am Gehäuseboden abstützenden Piezoaktors P. Infolge der damit einhergehenden Kontraktion des Aktors P bewegt sich der Druckkolben DK unter dem Zwang der von einer starken Tellerfeder TF ausgeübten Rückstellkraft und der zwischen den Kammern KA1 und KA2/KA3 bestehenden Druckdifferenz wieder nach unten. Unterstützt durch die Spiralfeder SF führen der Hubkolben HK und der Ventilstößel KT demzufolge eine gegenläufige Bewegung nach oben aus, wodurch der O-Ring-gedichtete Ventilstößel KT die Abspritzöffnung wieder verschließt.

Die transiente Arbeitsweise des Ventils macht es erforderlich, den Piezoaktor p mechanisch vorzuspannen. Die dazu notwendige Federkraft erzeugt man mit Hilfe der in der Kammer KA1 angeordneten Tellerfeder, die auch die Rückführung des Druckkolbens DK in seiner Ruhelage unterstützt. Um den Flüssigkeitsaustausch zwischen dem von der Tellerfeder TF, dem äußeren Bereich der Druckkolbenoberseite AD1 und dem Ventilgehäuse VG eingeschlossenen Volumen und der oberen Hydraulikkammer KA1 nicht zu behindern, ist die Druckkolbenoberseite AD1 mit Kanälen SK versehen. Der mit AG bezeichnete Anschlag soll sicherstellen, daß der Ventilstößel KT bei nichtelongiertem Aktor P eine definierte Ausgangsstellung einnimmt.

Im Vergleich zu einer rein mechanischen Übersetzung des Aktorhubes erlaubt der hydraulische Hubtransformator einen sehr kompakten rotationssymmetrischen Aufbau, große Übersetzungsverhältnisse und die Übertragung sehr großer Kräfte. Aufgrund der kleinen bewegten Massen weist er auch ein gutes dynamisches Verhalten auf. Ein solcher Antrieb ist bei Verwendung geeigneter Hydraulikflüssigkeiten äußerst betriebssicher und weitgehend wartungsfrei. Zudem ermöglicht die hydraulische Kraftübertragung die Integration eines adaptiven Toleranzausgleichs, der das System unanfällig macht gegenüber den durch Temperatur, Druck, Vibrationen usw. hervorgerufenen Drifterscheinungen.

Bei dem in Fig. 1 dargestellten Antriebselement handelt es sich im wesentlichen um zwei gekoppelte hydraulische Hubtransformatoren, wobei das Übersetzungsverhältnis  $\eta_1$  des oberen Hubtransformators durch den Quotienten  $\eta_1 = (AD1/AH1)$  der Fläche AD1 der Druckkolbenoberseite und der Fläche AH1 der Hubkolbenoberseite gegeben ist. Ändert der Aktor P sein Volumen trotz einer Längenänderung  $\Delta l_P$  nicht, so berechnet sich das Hubübersetzungsverhältnis  $\eta_2$  des unteren hydraulischen Transformators in entsprechender Weise aus dem Quotienten  $\eta_2 = (AD2/AH2)$  der Fläche AD2 der Druckkolbenunterseite und der Fläche AH2 der Hubkolbenunterseite. Ein in guter Näherung volumeninvariantes Verhalten zeigen piezoelektrische, elektrostriktive, magnetostriktive oder elektromagnetische Aktoren.

Falls der Aktor P einer der Längenänderung  $\Delta l_P$  proportionale Volumenänderung  $\Delta V_P$  erfährt, kann man ihm eine effektiv wirksame Aktoroberfläche  $AP = (\Delta V_P / \Delta l_P)$  zuschreiben. In diesem Fall ergibt sich das Hubübersetzungsverhältnis  $\eta_2$  des unteren hydraulischen

Transformators durch den Quotienten aus der um den Aktorbeitrag AP reduzierten Fläche AD2 der Druckkolbenunterseite zur Fläche AH2 der Hubkolbenunterseite, d. h.  $\eta_2 = ((AD2 - AP)/AH2)$ .

Aufgrund der hydraulischen Kopplung bauen sich bei jeder Längenänderung des Aktors P komplementäre Drücke in den Kammern KA1 und KA2/KA3 auf. Eine Verschiebung des Hubkolbens HK nach oben führt daher zu einer Druckerhöhung in der Kammer KA1 bzw. zu einer Druckerniedrigung in den Kammern KA2 und KA3. Übersteigen die durch die Druckdifferenz zwischen den Kammern KA1 und KA2/KA3 auf den Hubkolben HK ausgeübten hydraulischen Kräfte die Schließkraft der Spiralfeder SF, so erfolgt eine der Druckkolbenverschiebung entgegengesetzte und entsprechend der hydraulischen Übersetzung vergrößerte Bewegung des Hubkolbens HK mit dem daran befestigten Ventilstößel KT. Eine aktive Rückstellung des Ventilstößels KT erfolgt in entsprechender Weise bei Kontraktion des Aktors P (Druckerhöhung in den Kammern KA2 und KA3, Druckerniedrigung in der Kammer KA1).

Im Idealfall sollten oberes und unteres Hubtransformationsverhältnis identisch sein ( $\eta_1 = \eta_2$ ), was sich durch eine entsprechende Auslegung der Druck- und Hubkolbenflächen immer erreichen läßt. So ist bei dem in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel die untere Druckkolbenfläche AD2 gegenüber der oberen Druckkolbenfläche AD1 aufgrund der stufigen Ausführung des Druckkolbens DK vergrößert, um der durch die Querschnittsfläche des Ventilstößels KT reduzierten Hubkolbenoberfläche AH1 Rechnung zu tragen. Um Kompressionseffekte in der ringförmigen Kammer RV zu vermeiden, ist diese über eine Bohrung B2 mit einem unter Überdruck stehenden Ausgleichsvolumen AV verbunden. Eine solche Verbindung hat außerdem den Vorteil, daß sie temperaturabhängige Driften kompensiert und Kavitation verhindert.

Aufgrund der Kompressibilität hydraulischer Medien und der Nachgiebigkeit des Ventilgehäuses VG und der Einbauten (Druckkolben DK, Hubkolben HK) ist eine eingeschränkte Funktion des Antriebselements aber auch dann noch gegeben, wenn die Bedingung  $\eta_1 = \eta_2$  nur näherungsweise gilt.

Ein symmetrisches Schaltverhalten und sehr kurze Schaltzeiten lassen sich insbesondere dann erreichen, wenn das obere und das untere hydraulische System eine möglichst hohe und identische Eigenfrequenz

$$f_s = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m}}$$

besitzen. In dieser Formel bezeichnet c (N/m) die aus den Kammervolumina KA1, KA2, KA3 in Verbindung mit dem Hydraulikfluid und der Nachgiebigkeit des Ventilgehäuses VG resultierende hydraulische Steifigkeit und m (kg) die angekoppelte bewegte Masse. Der Antrieb ist weiter dadurch gekennzeichnet, daß der Aktor P selbst in einer der druckübertragenden Hydraulikkammern angeordnet ist.

Um eine weitgehende Temperaturunabhängigkeit des Antriebs zu gewährleisten. Sind die Hydraulikkammern KA1, KA2, KA3, RV sowohl untereinander als auch über die zwischen den Kolben und den entsprechenden Zylinderbohrungen vorhandenen Kapillarspalte KS mit einem Druckölanschluß ÖL oder dem unter

Überdruck stehenden Ausgleichsvolumen AV verbunden. Temperaturbedingte Volumenänderungen der Hydraulikflüssigkeit können daher weder zur Ausbildung statischer Differenzdrücke zwischen den Kammern KA1 und KA2/KA3 (dies hätte undefinierte Stellungen des Ventilstößels KT zur Folge), noch zur Ausbildung undefinierter Druckzustände im gesamten System führen. Die Verbindung mit dem Druckölschluß ÖL bzw. mit dem Ausgleichsvolumen AV stellt die vorteilhafterweise im Bereich des ringförmigen Kanals RV angeordnete Gehäusebohrung B2 her. Wie schon oben erläutert, soll die Verbindung mit dem Ausgleichsvolumen AV

1. die Temperaturabhängigkeit des Antriebs gewährleisten,
2. Kavitation im gesamten hydraulischen System unterdrücken und
3. Kompressionseffekte der in dem ringförmigen Volumen RV eingeschlossenen Flüssigkeit bei Verschiebung des Druckkolbens DK verhindern.

Zur Gewährleistung dieser verschiedenen Funktionen können statt eines einzigen ohne weiteres auch mehrere verteilt angebrachte Ausgleichsvolumina vorgesehen sein. Als Ausgleichsvolumina AV eignen sich beispielsweise sogenannte Hydrospeicher, die man auch in das Ventilgehäuse VG integrieren kann.

Um die quasistatische Funktion des Antriebs durch die oben genannten Maßnahmen nicht unzulässig zu beeinträchtigen, muß man die Viskosität der verwendeten Hydraulikflüssigkeit und die Strömungswiderstände der Kapillarspalte KS so aufeinander abstimmen, daß die angestrebten Betätigungsdauern im relevanten Arbeitstemperaturbereich in jedem Fall gewährleistet sind. Ein großer Strömungswiderstand stellt sich ein, wenn man die Zuführungsbohrung B2 wie bei dem in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel im Bereich der Druckkolbendichtfläche vorsieht. Sie kann prinzipiell aber auch in jedem anderen Bereich des Ventilgehäuses angebracht sein, sofern durch Strömungswiderstände in Form von Blenden, Spalten, Drosseln, Verengungen usw. sichergestellt ist, daß zwischen der im Ventilgehäuse VG eingeschlossenen und der im Ausgleichsvolumen AV vorhandenen Hydraulikflüssigkeit bzw. zwischen den Flüssigkeiten der einzelnen Kammern KA1, KA2, KA3 und RV nur vergleichsweise langsame Ausgleichsvorgänge stattfinden können. Gegebenenfalls sind die verschiedenen Volumina bzw. Kammern soweit gegeneinander abzudichten, daß man die geforderten Betätigungsdauern erreicht und die Temperaturunabhängigkeit des Antriebs weiterhin gegeben ist. Zur temperaturabhängigen Verringerung der Spaltströmungen ist es auch möglich, das Ventilgehäuse VG und die Einbauten (Druckkolben DK, Hubkolben HK) so aus Materialien mit unterschiedlichen thermischen Volumen-/Längenausdehnungskoeffizienten herzustellen, daß sich die Spaltbreiten mit zunehmender Temperatur verringern und sich demzufolge die entsprechenden Strömungswiderstände erhöhen. Derartige temperaturgesteuerte Strömungswiderstände können auch als diskrete Bauelemente realisiert und zu den obengenannten Zwecken in die entsprechenden Bohrungen oder Leitungen eingefügt werden.

Eine andere Möglichkeit die quasistatischen Betätigungsdauern zu verlängern besteht darin, den die Stößelbewegung begrenzenden Anschlag AG als Dichtsitz auszuführen und ihn in den Bereich der zylindrischen Bohrung ZY innerhalb des Druckkolbens DK zu verla-

gern. In den Ansteuerungspausen findet der beschriebene Toleranzausgleich dann über die Kapillarspalte KS statt. Bei angesteuertem Aktor P wird durch das Aufsetzen der vorzugsweise als Ventilteller gestalteten Hubkolbenendfläche auf den als Dichtsitz fungierenden Anschlag das obere gegen das untere Kammersystem verstärkt abgedichtet, was die Druckausgleichsvorgänge verlangsamt und die Betätigungsdauern entsprechend erhöht.

Um den Ventilstößel KT, den Druckkolben DK und den Hubkolben HK abzudichten, kann man bei Bedarf auf konventionelle Dichtelemente wie beispielsweise O-Ringe, Kolbenringe, Membranen usw. zurückgreifen.

Im Unterschied zu bekannten vergleichbaren hydraulischen Systemen weist das erfindungsgemäße Antriebs-element wesentliche Vorteile auf. Bei gleicher Baugröße führt die durch den symmetrischen komplementären Antrieb mögliche Verdopplung der Kolbenflächen zu einer Halbierung der Kammerdrücke. Verlustmechanismen, die beispielsweise durch das Nachgeben des Ventilgehäuses VG oder aufgrund der Kompressibilität der Hydraulikflüssigkeit auftreten, sind damit deutlich reduziert. Grundsätzlich besteht damit die Möglichkeit, den Antrieb weiter zu verkleinern. Das Antriebskonzept erlaubt ein symmetrisches kavitationsfreies Schalten mit sehr kurzen Schaltzeiten, äußerst geringen Totzeiten und hohen Betätigungsfrequenzen. Weiterhin zeichnet sich der Antrieb aufgrund seines einfachen und kompakten Aufbaus und des großen Arbeitstemperaturbereichs durch eine hohe Betriebszuverlässigkeit aus. Hierzu trägt auch der Umstand bei, daß der Aktor P hermetisch gekapselt in einer der Hydraulikkammern angeordnet ist. Eine optimale Abfuhr der Wärmeverluste und ein optimaler Schutz gegen Umwelteinflüsse sind daher gewährleistet. Das Antriebssystem ist auch weitgehend abgeschlossen, da man die elektrischen Anschlüsse L des Aktors P durch eine druckdichte elektrisch isolierende Leitungsdurchführung LD nach außen führt.

Das erfindungsgemäße Antriebselement ist universell einsetzbar, da es sich insbesondere auch zum Antreiben von Pumpen oder zur Betätigung von Ventilen jeder Art eignet. Einige weitere Ausführungsformen werden im folgenden vorgestellt.

Fig. 2 zeigt, wie sich unter Beibehaltung aller Eigenschaften des oben beschriebenen Systems die Bewegungsrichtung der Kolbenstange KT gegenüber dem Gehäuse VG bei Elongation des Aktors P umkehren läßt. Hierzu weist der Aktor P eine Bohrung BP auf, durch die man die Kolbenstange KT führt. Da die durch die Bohrung BP gebildete Kammer KA4 mit den Kammern KA3 und KA2 über Bohrungen B1 bzw. B3 fluidisch verbunden ist, wirken sich Druckänderungen in einer der Kammern KA2, KA3, KA4 auch gleichzeitig in den jeweils anderen Kammern KA2, KA3, KA4 aus. Eine Elongation des Aktors P führt auf die schon beschriebene Weise zu einer Druckerhöhung in der Kammer KA1 und zu einer Druckerniedrigung in den Kammern KA2, KA3 und KA4, was bei Überschreitung der Federschließkraft eine hubübersetzte Kolbenstangenbewegung hervorruft.

Neben der Verwendung von ringförmigen Aktoren P (s. Fig. 2) oder von Aktoren mit durchgehender Mittelbohrung (s. Fig. 3a) ist es auch möglich, den Aktor P aus mehreren Einzelaktoren (P1, P2 ... Pn) aufzubauen (s. Fig. 3b und Fig. 3c).

Zur Umsetzung der in den einzelnen Kammern erzeugten Druckdifferenzen und Volumenänderungen in

translatorische oder rotatorische Bewegungen können nach entsprechender Modifikation die aus dem Bereich der Hydraulik bekannten Elemente wie Hydromotoren, Pumpen, Differentialkolben, usw. verwendet werden. Die in den Fig. 4 und 5 dargestellten Ausführungsbeispiele sind demgemäß lediglich als repräsentativ für derartige Elemente anzusehen. Insbesondere sind auch die Anbringung, Anordnung und Ausführung der Federn und Anschläge sowie die Art und Weise der Abdichtung in weiten Grenzen variabel und den jeweiligen Gegebenheiten anzupassen.

Sehr universelle Einsatzmöglichkeiten ergeben sich durch die räumliche Trennung des druckerzeugenden Elements (Druckzylinder DZ) vom Arbeitszylinder (AZ), welcher den Hubkolben HK und die Kolbenstange KT1 enthält. Wie Fig. 4 zeigt, werden dazu das obere und das untere Hydraulikkammervolumen KA1 und KA2 des Druckzylinders DZ über externe Bohrungen DÖ1, DÖ2 und Rohrleitungen RL1, RL2 mit dem entsprechenden Zuführungsbohrungen AÖ1 und AÖ2 aufweisenden Arbeitszylinder AZ verbunden. Die Verbindungen RL1 und RL2 können auch durch Gehäusebohrungen realisiert werden. Idealerweise sollte auch hier das Hubübersetzungsverhältnis für die oberen Kammern KA1 und KA4 mit dem der unteren Kammern KA2 und KA3 identisch sein, also  $\eta_1 = \eta_2$  gelten. Diese Bedingung kann man auf die in den Fig. 4 und 5 dargestellte Weise sicherstellen. Wesentliche Merkmale auch dieser Antriebe sind die Erzeugung komplementärer Drücke in den Kammern KA1 und KA2 und der mit ihnen verbundenen Volumina KA4 bzw. KA3 im Arbeitszylinder AZ bei Längenänderung des Aktors P sowie die Anordnung des Aktors P in einer der Hydraulikkammern.

Der in Fig. 4 dargestellte Arbeitszylinder AZ ermöglicht eine Bewegung des Hubkolbens HK und der Kolbenstange KT vom Anschlag AG weg, sofern die aufgrund der Elongation des Aktors P in den Kammern KA1/KA4 und KA2/KA3 erzeugten komplementären Drücke die von der Feder SF ausgeübte Schließkraft übersteigen. Die Gleichheit der hydraulischen Hubübersetzungsverhältnisse für das obere und das untere System wird hierbei durch die stufige Ausführung des Druckkolbens DK erreicht ( $AD1 < AD2$ ).

Aufgrund des symmetrischen Aufbaus des in Fig. 5 dargestellten Antriebselements ( $AH1 = AH2$ ,  $AD1 = AD2$ ) ist die Gleichheit der Hubübertragungsverhältnisse von vornherein gegeben. Die stufige Ausgestaltung der Kolben kann somit entfallen. Im Gegensatz zu den vorherigen Ausführungsbeispielen ist die Ruhelage der Kolbenstange KT hier jedoch durch die Gleichgewichtslage zweier gegensinnig wirkender Federn SF1 und SF2 definiert. Der Arbeitszylinders AZ entspricht in seiner Funktion damit einem Differentialkolben, wobei die Kolbenstange KT bezüglich ihrer statischen Ruhelage Bewegungen in beiden Richtungen ausführen kann.

Die Erfindung ist selbstverständlich nicht auf die beschriebenen Ausführungsbeispiele beschränkt. So ist es beispielsweise auch möglich, die Hydraulikkammern mit einem plastisch verformbaren Medium (Fett, Gummi) zu füllen.

#### Patentansprüche

1. Elektrohydraulisches Antriebselement mit den folgenden Merkmalen:

1.1 Ein Druckkolben (DK) ist in einer Bohrung eines ersten Gehäuses (VG) axialverschiebbar

angeordnet, wobei

1.1.1 der Druckkolben (DK) und die Gehäusebohrung eine erste (KA1) und eine zweite Kammer (KA2) bilden und

1.1.2 die erste (KA1) und die zweite Kammer (KA2) jeweils mit einem Hydraulikmedium gefüllt sind;

1.2. auf den Druckkolben (DK) wirkt ein in der zweiten Kammer (KA2) angeordneter Aktor (P), dessen axiale Ausdehnung sich steuerbar ändern läßt;

1.3. ein Hubkolben (KH) ist in einer Bohrung (ZY) des Druckkolbens (DK) axialverschiebbar angeordnet, wobei

1.3.1 der Hubkolben (HK) auf ein gedichtet aus dem Gehäuse (VG) geführtes Stellelement (KT) und ein Rückstellelement (SF) wirkt,

1.3.2 der Hubkolben (HK) und die Druckkolbenbohrung (ZY) eine mit dem Hydraulikmedium gefüllte dritte Kammer (KA3) bilden und

1.3.3 die dritte Kammer (KA3) mit der zweiten Kammer (KA2) in Verbindung steht;

1.4. die druckwirksamen Flächen des Druckkolbens (DK) und des Hubkolbens (HK) genügen zumindest näherungsweise der Bedingung

$$(AD1/AH1) \approx ((AD2 - AP)/AH2),$$

wobei AD2 und AH2 die druckwirksamen aktorseitigen Flächen des Druck- bzw. Hubkolbens (DK, HK), AD1 und AH1 die der ersten Kammer (KA1) zugewandten Flächen des Druck- bzw. Hubkolbens (DK, HK) bezeichnen und die Größe AP durch

$$AP = (\Delta V_P / \Delta l_P)$$

$\Delta l_P$ : Längenänderung des Aktors (P)

$\Delta V_P$ : die sich aufgrund der Längenänderung  $\Delta l_P$  ergebende Volumenänderung des Aktors (P)

definiert ist.

2. Elektrohydraulisches Antriebselement nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Rückstellelement in der dritten Kammer (KA3) angeordnet und als Schließfeder (SF) ausgebildet ist.

3. Elektrohydraulisches Antriebselement nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Aktor (P) eine vierte Kammer (KA4) bildende Bohrung (BP) aufweist, daß die mit dem Hydraulikmedium gefüllte vierte Kammer (KA4) mit der dritten Kammer (KA3) in Verbindung steht und daß das Stellelement (KT) durch die vierte Kammer (KA4) aus dem Gehäuse (VG) gedichtet nach außen geführt ist.

4. Elektrohydraulisches Antriebselement nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Verschiebung des Stellelements (KT) durch einen Anschlag (AG) begrenzt ist.

5. Elektrohydraulisches Antriebselement nach einem der Ansprüche 1 bis 3, gekennzeichnet durch eine zweite und die dritte Kammer (KA2, KA3) verbindende Druckkolbenbohrung (B1).

6. Elektrohydraulisches Antriebselement mit den folgenden Merkmalen:

6.1. Ein Druckkolben (DK) ist in einer ersten Bohrung eines ersten Gehäuses (DZ) axialverschiebbar angeordnet, wobei

6.1.1 der Druckkolben (DK) und die erste Bohrung eine erste und eine zweite Kammer (KA1, KA2) bilden und

6.1.2 die erste und die zweite Kammer (KA1, KA2) jeweils mit einem Hydraulikmedium gefüllt sind;

6.2. auf den Druckkolben (DK) wirkt ein in der zweiten Kammer (KA2) angeordneter Aktor (P), dessen axiale Ausdehnung sich steuerbar ändern läßt;

6.3. ein Hubkolben (HK) ist in einer zweiten Bohrung eines zweiten Gehäuses (AZ) axialverschiebbar angeordnet, wobei

6.3.1 der Hubkolben (HK) auf mindestens ein gedichtet aus dem zweiten Gehäuse (AZ) geführtes erstes Stellelement (KT1) und mindestens ein erstes Rückstellelement (SF1) wirkt,

6.3.2 der Hubkolben (HK) und die zweite Bohrung eine jeweils mit dem Hydraulikmedium gefüllte dritte und vierte Kammer (KA3, KA4) bilden und

6.3.3 die erste Kammer (KA1) mit der vierten Kammer (KA4) und die zweite Kammer (KA2) mit der dritten Kammer (KA3) in Verbindung steht;

6.4. die druckwirksamen Flächen des Druck- und Hubkolbens (DK, HK) genügen zumindest näherungsweise der Bedingung

$$(AD1/AH1) \approx ((AD2 - AP)/AH2)$$

wobei AD1 die der ersten Kammer (KA1) zugewandte Fläche des Druckkolbens (DK), AD2 die druckwirksame aktorseitige Fläche des Druckkolbens (DK), AH1 die der vierten Kammer (KA4) zugewandte Fläche des Hubkolbens (HK) und AH2 die der dritten Kammer (KA3) zugewandte Fläche des Hubkolbens (HK) bezeichnet und die Größe AP durch

$$AP = (\Delta V_P / \Delta l_P)$$

$\Delta l_P$ : Längenänderung des Aktors (P)

$\Delta V_P$ : die sich aufgrund der Längenänderung  $\Delta l_P$

ergebende Volumenänderung des Aktors (P) definiert ist.

7. Elektrohydraulisches Antriebselement nach Anspruch 6 dadurch gekennzeichnet, daß der Hubkolben (HK) auf ein zweites Stellglied (KT2) und ein zweites Rückstellelement (SF2) wirkt, wobei das zweite Stellglied (KT2) spiegelsymmetrisch zum ersten Stellglied (KT1) angeordnet und gedichtet aus dem zweiten Gehäuse (AZ) nach außen geführt ist.

8. Elektrohydraulisches Antriebselement nach Anspruch 6 oder 7 dadurch gekennzeichnet, daß die Rückstellelemente (SF1, SF2) im Arbeitszylinder (AZ) symmetrisch bezüglich des Hubkolbens (HK) angeordnet sind.

9. Elektrohydraulisches Antriebselement nach Anspruch 6, gekennzeichnet durch einen die axiale Verschiebung des Hubkolbens begrenzenden Anschlag (AG).

10. Elektrohydraulisches Antriebselement nach ei-

nem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckkolben (DK) stufig ausgebildet ist.

11. Elektrohydraulisches Antriebselement nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Druck- und/oder der Hubkolben (DK, HK) spielpassend eingebaut sind.

12. Elektrohydraulisches Antriebselement nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen einem Kolben (DK, HK) und der entsprechenden Gehäusebohrung jeweils ein Kapillarspalt (KS) vorhanden ist.

13. Elektrohydraulisches Antriebselement nach einem der Ansprüche 1 bis 12, gekennzeichnet durch ein auf den Druckkolben (DK) wirkendes Federelement (TF).

14. Elektrohydraulisches Antriebselement nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß das Federelement (TF) in der ersten Kammer (KA1) angeordnet ist.

15. Elektrohydraulisches Antriebselement nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Gehäuse (VG) im Bereich einer Seitenfläche des Druckkolbens (DK) eine mit einem Druckspeicher (AV) verbundene zweite Bohrung (B2) aufweist.

16. Elektrohydraulisches Antriebselement nach einem der Ansprüche 1 bis 15, gekennzeichnet durch einen ringförmigen Aktor (P) oder einen Aktor (P) mit Mittelbohrung.

17. Elektrohydraulisches Antriebselement nach einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß sich der Aktor (P) aus mehreren Elementen (P1, P2, P3) zusammensetzt.

18. Elektrohydraulisches Antriebselement nach einem der Ansprüche 1 bis 17, gekennzeichnet durch einen piezoelektrischen, elektrostriktiven, magnetostriktiven oder elektromagnetischen Aktor (P).

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

FIG 2

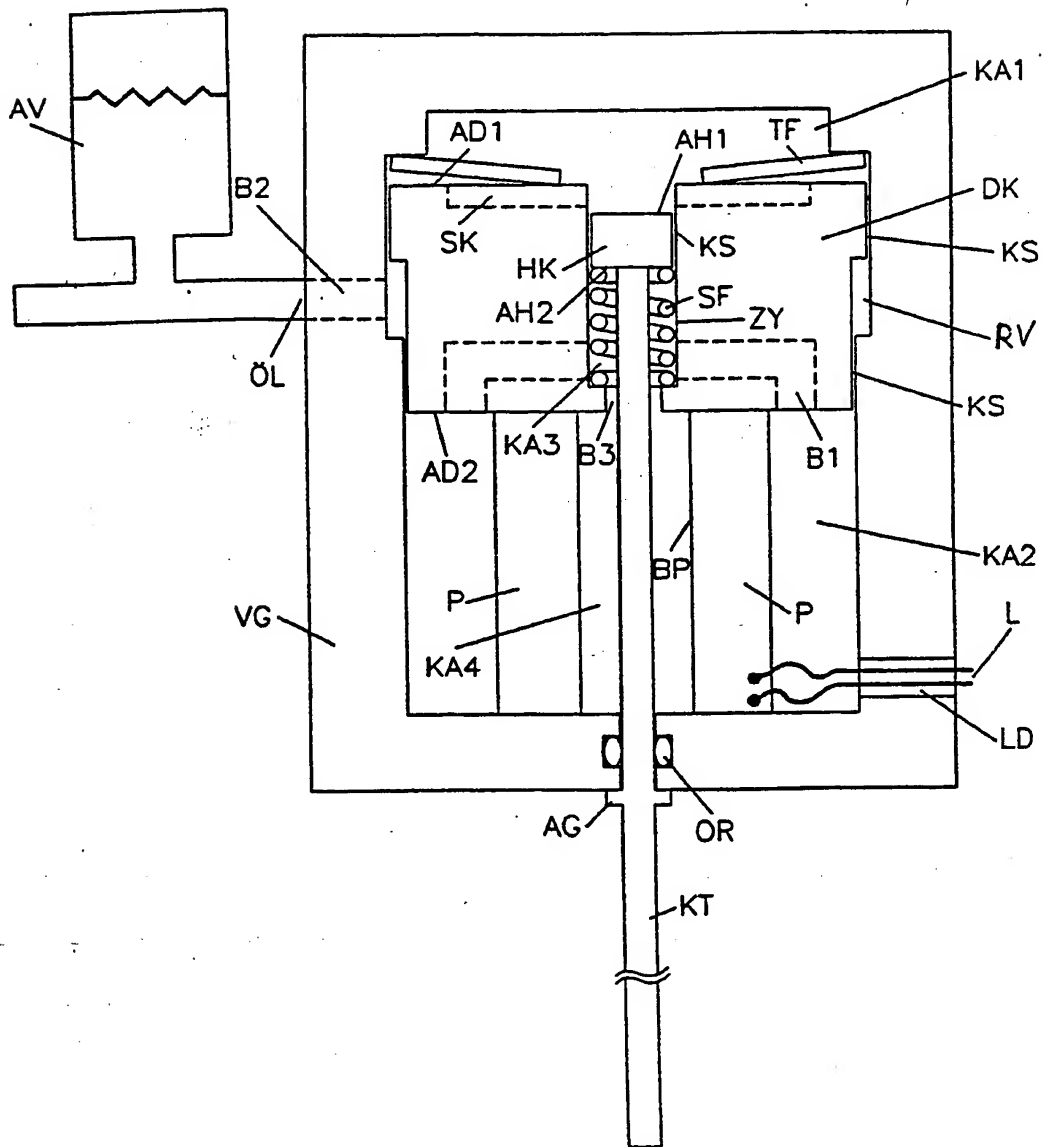
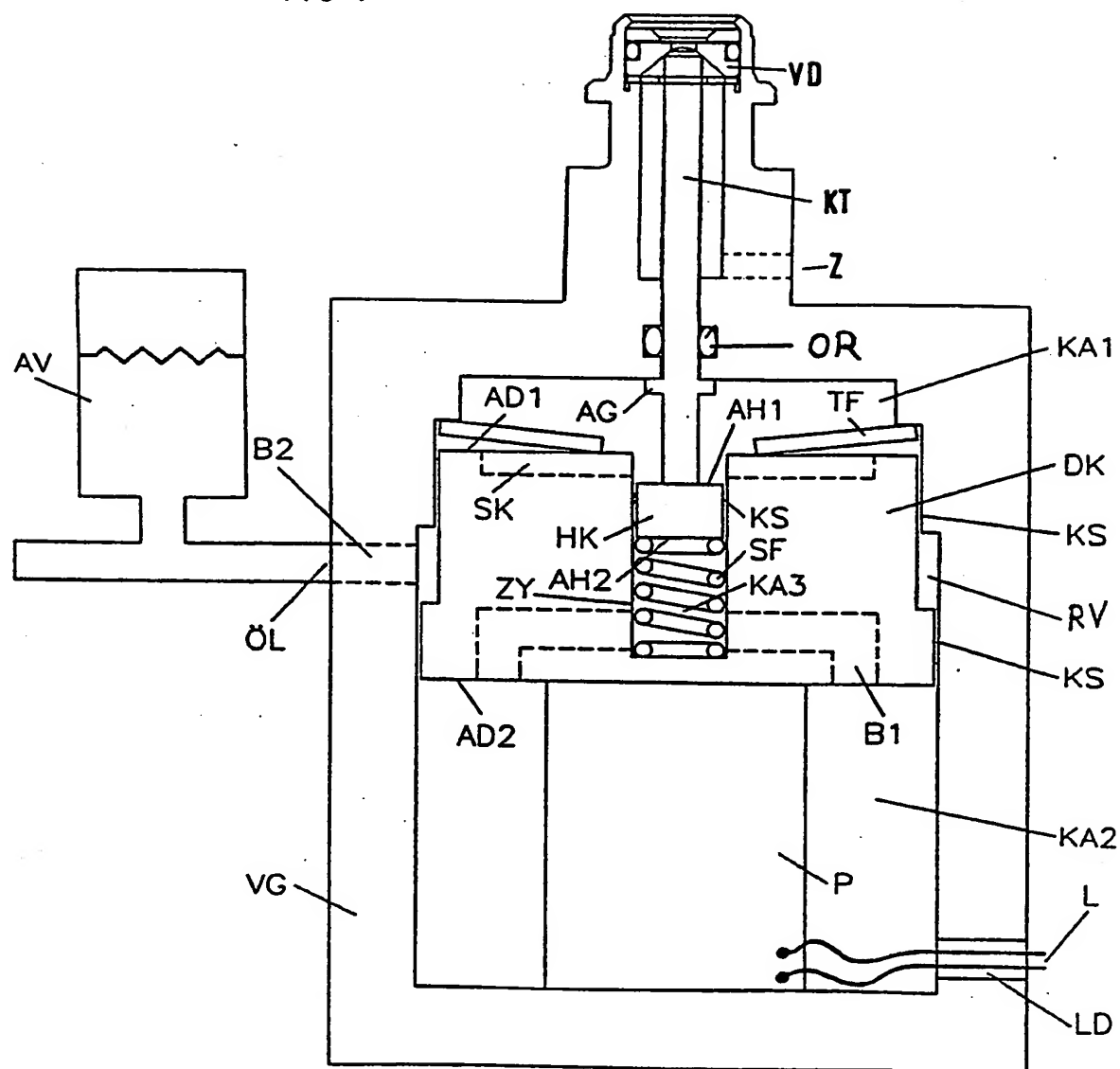


FIG 1



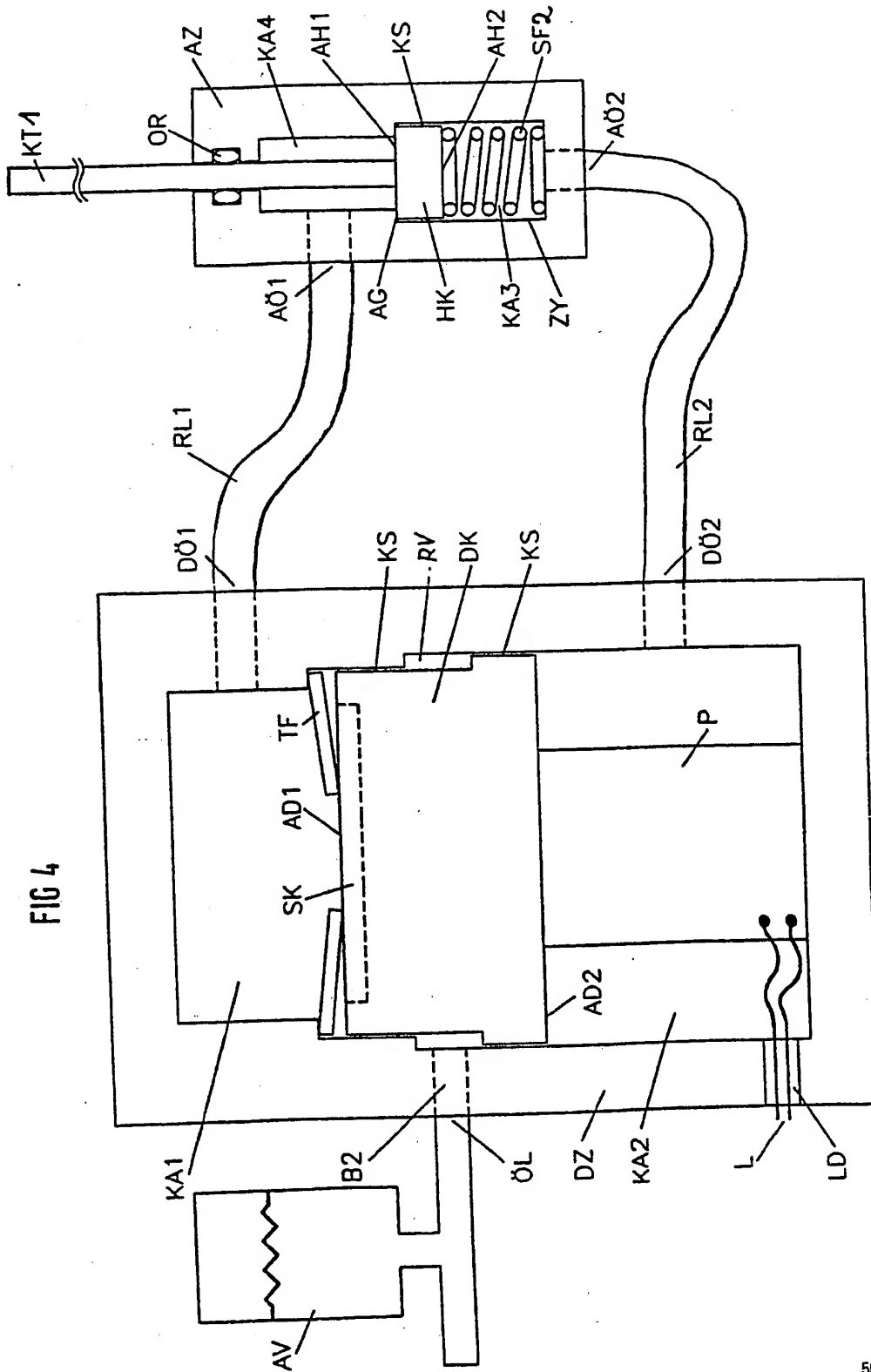


FIG 3c

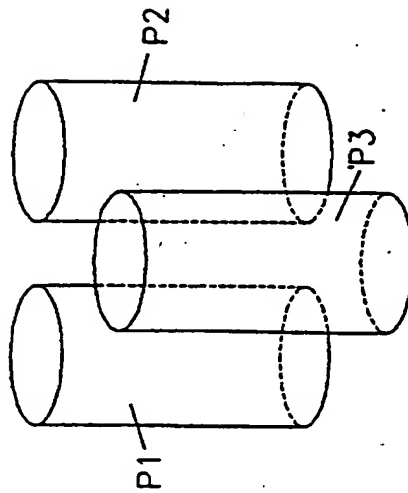


FIG 3b

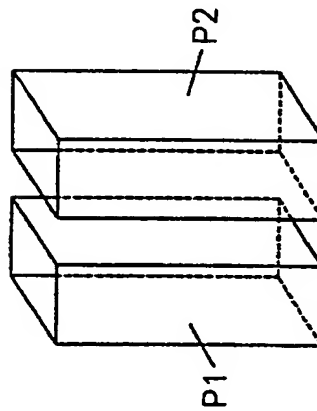
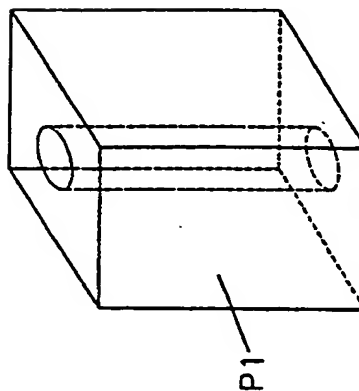


FIG 3a



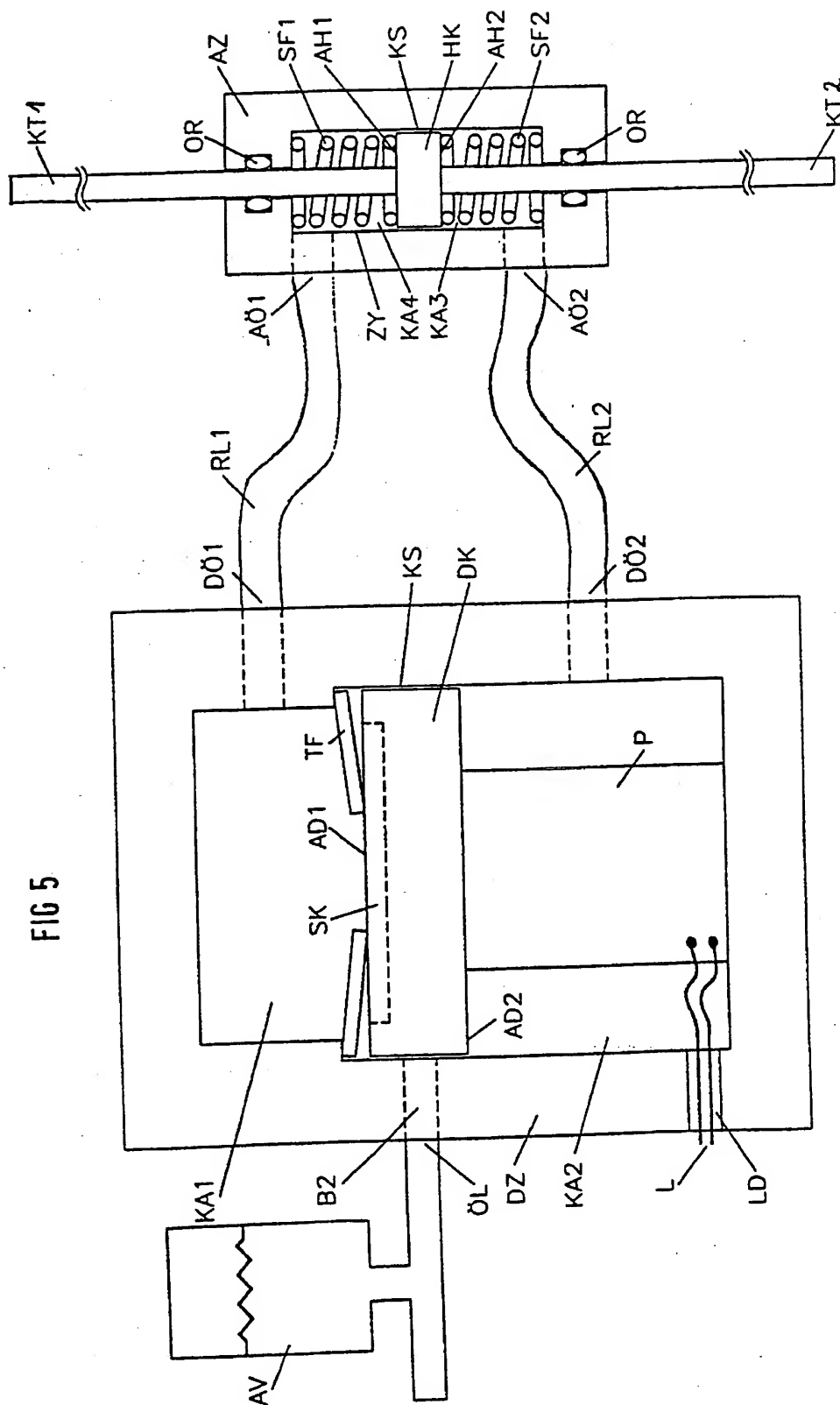


FIG 5